

19

FRENCH REPUBLIC

NATIONAL
INSTITUTE OF
INDUSTRIAL
PROPERTY
PARIS

11 **Publication No.:**
(not to be cited except in
the case of copy orders)

2 583 108

21 **National registration No.:**

85 08759

51 **Int. Cl⁴:** F 02 B 25/02, 75/02

12

PATENT ADDITION APPLICATION

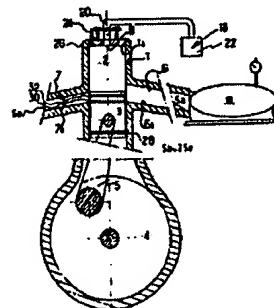
A2

22 **Application date:** June 10, 198530 **Priority:**43 **Date the request was disclosed to the public:** BOPI "Patents" No. 50 of December 12, 1986.60 **References to other related national documents:**
1st Addition to Patent 84 09685 dated June 20, 1984.71 **Applicant(s):** Patrick Guy HAZERA,
Paul Henri HAZERA. – FR and Sylvie HAZERA-
NADVORNIK. – CH.72 **Inventor(s):** Patrick Guy Hazera and Paul Henri Hazera.73 **Holder(s):**74 **Attorney(s):** Law Offices of Z. Weinstein.54 **Procedure for improving the function of a short-cycle internal combustion engine, and short-cycle internal combustion engine with improved function and simplified structure.**

57 The invention concerns a procedure and a short-cycle internal combustion engine with improved function.

This engine is characterized in that each cylinder 1 is free of any valve, lift-type valve, or regulator or the like, such that the intake orifice 6 and the exhaust orifice 7 are continuously freely open. Means 10 for injection of air continuously supply the air under pressure in the direction of the intake orifice 6. In addition, the crankshaft 4 rotation angle at which this intake orifice 10 is released by the piston 3 is greater than the crankshaft rotation angle at which the exhaust orifice 7 is released by the piston 3.

A short-cycle operation is thus obtained, i.e. less than two strokes leading to maximums of torque and power that coincide.



FR 2 583 108 – A2

D

Sale of copies at IMPRIMERIE NATIONALE, 27, rue de la Convention – 75732 PARIS CEDEX 15

THIS PAGE BLANK (USPTO)

The present invention essentially concerns a procedure for improving the function of a short-cycle internal combustion engine, and a short-cycle internal combustion engine with improved function and simplified structure.

Every internal combustion engine currently known comprises at least one cylinder, defining a combustion chamber, provided with at least one orifice for air intake and at least one orifice for exhaust of combustion gas, the said orifices being arranged in the lateral wall of the cylinder and a piston that moves alternately between a top dead center (TDC) point and a bottom dead center (BDC) point. The piston is connected to a crankshaft by a classic connecting rod system in such a way as to transform a continuous alternating movement into a rotary movement. Means for injecting fuel are also provided, this injection usually being carried out in the intake air. This fuel can be of the light type, the gasoline type, of the heavy gas-oil type, oil, etc.

In all four-stroke engines, the orifices for air intake and exhaust of the burned gases are arranged at the top of the cylinder. These intake and exhaust orifices are normally closed by intake and exhaust valves, respectively, that require a control system of valve rockers and cam shaft. This creates a significant complication of the engine construction and the need to bring numerous parts into motion. Besides that, in four-stroke engines, the filling of the combustion or explosion chambers is never perfect, which increases fuel consumption.

On the other hand, in the known two-stroke engines, the function cycle comprises, during the time the piston ascends the first time, a pre-mixture of

THIS PAGE BLANK (USPTO)

air and fuel taken in at the bottom of the cylinder. During the descent of the piston, a transfer from the pre-mixing chamber into the combustion chamber occurs through the orifices provided in the piston and simultaneously an evacuation of the burned gases from the combustion chamber occurs. The second time the piston ascends, it produces the compression and explosion of the transferred gases and the cycle starts over. Thus it is possible to confirm that the transfer of the pre-mixtures of air and fuel from the pre-mixing chamber to the combustion chamber occurs at the time when the burned gases are evacuated from the combustion chamber. This necessarily leads to a significant intolerable loss of fuel that passes directly to the exhaust at the time of the transfer.

Interest in two-stroke engines is based on their power, their simplicity in function, their service life, and the very reduced number of moving parts.

The document relating to the two-stroke engine that is considered most significant by the requesters is US-A-2 522 649. However, according to the engine that is the object of Figures 1 to 12, a piston 43 is provided for compression of the air-fuel mixture before it is introduced into the combustion cylinder. This piston thus supplies an alternative pressure. This compression piston 43 is provided in such a way that a closure of the intake orifice occurs until the piston 33 arranged in the combustion chamber 10 releases the exhaust orifice 25 (see Figures 2 and 3). In other words, this compression piston 43 makes up a sort of valve or a lift-type valve since it is also actuated by the crankshaft 23.

The injection of the fuel is always carried out in the air in front of the compression piston in such a way that the piston compresses an air-fuel mixture.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

The engines described in this document still present the disadvantage of being relatively complicated due to the presence of a special air compression piston, thus they are costly. Besides that, the torque/power ratio of these engines is average or mediocre, taking into account the functioning conditions described in this document.

Thus, the object of the present invention is to eliminate the disadvantages of the prior art by providing a solution that combines the advantage of the four-stroke engine with those of the two-stroke engine without their respective disadvantages.

Thus, according to the present invention, a procedure is provided for improving the function of a short-cycle internal combustion engine comprising at least one cylinder that defines a combustion chamber, provided with at least one orifice for air intake and at least one orifice for exhaust of the combustion gases, the said orifices being arranged in the lateral wall of the cylinder, a piston with movement alternating between a top dead center point and a bottom dead center point arranged in the said cylinder and closing or releasing each of the said orifices during its movement, the said piston being connected to a crankshaft by a classic connecting rod system, comprising a compression and an explosion each time the piston ascends toward the top dead center point, an injection of compressed air into the cylinder, called supercharging, and an injection of fuel, characterized in that in order to radically simplify the design of the engine, in particular by limiting to a minimum the moving parts, each cylinder is free of any valve, lift-type valve, regulator, or the like in such a way that the intake orifice and the exhaust orifice will be freely open, air under pressure is injected continuously in the direction of the intake orifice, the fuel is injected directly into the cylinder

THIS PAGE BLANK (USPTO)

independently of the air, the position of the intake orifice is provided relative to the exhaust orifice in such a way that the intake orifice will be released by the piston during an angle of rotation of the crankshaft that is greater than the angle of rotation of the crankshaft at which the exhaust orifice is also released by the piston, in such a way as to also start the intake of air before the exhaust and to end the intake of air after the exhaust; preferably the angle of rotation of the crankshaft at which the intake orifice is released by the piston being greater than 180° .

According to one embodiment that is actually preferred, the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston is between about 200 and 220° while being symmetrical with respect to the bottom dead center point.

According to yet another characteristic of the procedure according to the invention, the crankshaft rotation angle at which the exhaust gas orifice is released by the piston is less by about 10 to 60° , and preferably about 20 to 40° , of the crankshaft rotation angle at which the air intake orifice is released by the piston.

According to yet another characteristic of the procedure according to the invention, the crankshaft rotation angle at which the exhaust orifice is released by the piston is between 170 and less than 180° while remaining symmetrical with respect to the bottom dead center point.

According to another characteristic of the procedure according to the invention, the total cross section of the air intake orifice or orifices is provided in such a way that it will be essentially equal to two times that of the exhaust orifice or orifices.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

According to another characteristic of the procedure according to the invention, at the bottom dead center point, the piston is located in the area of the lower edge of the exhaust orifice and preferably also simultaneously of the lower edge of the intake orifice.

According to another characteristic of the procedure according to the invention, the compression of the air is carried out using a compressor or booster, preferably driven by the crankshaft in such a way that the air pressure will be a function of the engine rotation speed.

According to another characteristic of the procedure according to the invention, the ratio of the height of each intake orifice with respect to the piston travel is between about 0.45 and about 0.65, while the ratio of the height of each exhaust orifice with respect to the piston travel is between about 0.40 and about 0.55, the relative ratio with the exhaust orifice being lower than the relative ratio with the intake orifice.

According to the present invention, a short-cycle internal combustion engine is also provided with improved function and simplified structure, comprising at least one cylinder defining a combustion chamber, provided with at least one orifice for air intake and at least one orifice for exhaust of combustion gas, the said orifices being arranged in the lateral wall of the cylinder, a piston that moves alternately between a top center point and a bottom dead center point arranged in the said cylinder, the piston being connected to a crankshaft by a classic connecting rod system, the intake orifice being offset toward the top of the cylinder in comparison to the exhaust orifice, the means for injecting air being provided that carry out an injection of air under pressure into the cylinder, called supercharged injection, and

THIS PAGE BLANK (USPTO)

means for injecting fuel are also provided, characterized in that each cylinder is free of any valve, any lift-type valve, or regulator or the like, in such a way that the intake orifice and the exhaust orifice would be continuously freely open, the means for injecting fuel opening directly into the cylinder and independent of the means for injection of air that inject air continuously in the direction of the intake orifice, the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston is greater than the crankshaft angle of rotation at which the exhaust orifice is released by the piston. Preferably, this engine also has all the characteristics corresponding to those that have been mentioned above relating to the procedure of the invention.

Thus, it will be observed that the invention makes it possible to provide an engine without any valve, lift-type valve, regulator, or the like and without crankcase pressure.

There are no parts in motion other than the piston and the crankshaft. The air is admitted freely and ensured continuously under pressure.

Simply the alternating movements of the piston in the cylinder make the intake of air into the cylinder and/or the exhaust of the contents of the cylinder (air and/or combustion gas) possible.

On the other hand, air intake takes place at more than 180° and starts before and ends after the exhaust, since only one explosion takes place each time the piston ascends toward the top dead center, a short-cycle engine is obtained, i.e. comprising one cycle which is less than that of a two-stroke engine, as it will be possible to understand using the diagram showing the functioning principle of the engine.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Due to these characteristics, in a manner that would not be expected by a person skilled in the art, an essentially flat torque maximum is obtained as in a four-stroke engine. Besides that, the increase in power is fast, as for two-stroke engines.

Besides that, there is an intersection of the curves for torque and power as in four-stroke engines.

Finally, and in a completely unexpected manner, the maximums of torque and power practically coincide while being relatively flat and being essentially constant over practically 1,500 rpm.

Besides that, due to the direct injection of the fuel into the cylinder, minimum fuel consumption is achieved.

Also, an important characteristic of the invention is that the upper part of the engine is of a single piece, plus the crankcase, thus eliminating the problems of the head gasket and the different contingencies that are usually encountered.

Due to the pressure of the intake air, the additional advantage is gained of maximum evacuation of burned gas due to the turbulence caused by the continuously injected fresh air, which leads to a decrease in engine heating.

The pressure of the supercharged air is optional and will be a function of the desired performance of the engine, as is well known to the person skilled in the art.

Other goals, characteristics, and advantages of the invention will be seen clearly in view of the explanatory description that will be given below with reference to the attached drawings, in which:

- Figure 1 shows a schematic view of a partial vertical cross section of the engine according to the invention at the level of one cylinder;

THIS PAGE BLANK (USPTO)

- Figure 2 shows a diagram of the function principle of this engine; and
- Figure 3 shows the curves of torque and power as a function of the engine rotation speed.

With reference to Figures 1 to 3, the internal combustion engine comprises at least one cylinder 1, defining a combustion chamber 2, provided with at least one air intake orifice 6, and at least one exhaust orifice 7 for combustion gases, the said orifices being arranged in the lateral wall of cylinder 1, a piston that moves alternately between a top dead center point and a bottom dead center point arranged in the said cylinder. The piston 3 is connected to a crankshaft 4 by a classic connecting rod system 5.

The air intake orifice 6 is offset toward the top of the cylinder 1 with respect to the exhaust orifice 7. However, the intake orifice 6 and exhaust orifice 7 are located at a certain distance from the top or tip 1a of the cylinder. Preferably, several intake orifices 6 are located in the upper two-thirds of the cylinder.

This engine also comprises air injection means 10 that carry out an injection of air under pressure into cylinder 1, called supercharged injection. These air injection means 10 can be made up by a classic compressor or a classic booster or preferably, according to the invention, the air compression means are actuated by the crankshaft and thus supply an air pressure that is a function of the engine rotation speed.

These means for injection of air under pressure thus make up an air pump driven by the engine and are able to supply the necessary air into the cylinder 1 by scavenging or filling.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Means for injecting fuel 18 into the cylinder 1 are also provided, independently of the means for injection of air 10 and according to the invention, providing a direct injection through orifice 8.

This engine is also characterized in that each cylinder 1 has no valve, no lift-type valve, or regulator or the like, in such a way that the intake orifice 6 and the exhaust orifice 7 are continuously freely open, which is well understood from a consideration of Figure 1.

In addition, the air injection means 10 continuously supply the air under pressure in the direction of the intake orifice 6.

In addition, the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston is greater than the crankcase rotation angle at which the exhaust orifice is released by the piston.

Thus, due to the continuous feed of air under pressure in the direction of the intake orifice, the engine according to the invention starts the air intake before the exhaust and ends the air intake after the exhaust.

In addition, the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston is planned to be greater by about 10 to about 60° than the crankshaft rotation angle at which the exhaust orifice is released by the piston.

According to another characteristic of the engine according to the invention, the crankshaft rotation angle when the intake orifice is released by the piston is greater than 180°.

According to a still more preferred characteristic, the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston is

THIS PAGE BLANK (USPTO)

between 200 and 220° and it is arranged in a symmetrical manner with respect to the lower dead center point while the crankshaft rotation angle at which the exhaust orifice is released by the piston is between about 170° and less than 180°.

According to yet another characteristic of the engine according to the invention, the lower edge 7a of the exhaust orifice 7 is provided in such a way as to be located in the area of the bottom dead center point of piston 3.

In addition, preferably the intake orifice 6 has its lower edge 6a that is also located in the area of the bottom dead center point of piston 3.

According to another characteristic of the engine according to the invention, the total cross section of the air intake orifice(s) 6 is essentially equal to two times that of the exhaust orifice(s) 7.

Besides that, according to yet another preferred characteristic of the engine according to the invention, the ratio of the height of each intake orifice 6 with respect to the piston travel is between about 0.45 to 0.65, while the ratio of the height of each exhaust orifice 7 with respect to the piston travel is between about 0.40 and about 0.65, the relative ratio with respect to the exhaust orifice 7 being less than the relative ratio to the intake orifice 6.

It is easy to understand that several orifices for intake 6 or exhaust 7 may be provided. These orifices for intake 6 and exhaust 7 are preferably located in the upper two-thirds of the cylinder.

Means for injection of fuel 18 comprise a fuel injection orifice 8, a fuel injector 20, and an injection pump 22.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

This injection pump may be traditional whether the fuel is light like gasoline or heavy like gas-oil (diesel engine).

In addition, in the case of light fuel like gasoline, a traditional ignition 24 is provided, for example with spark plug 26.

The function of this engine thus described is according to the procedure already mentioned and is the following, with reference to Figures 2 and 3, and mainly with reference to Figure 2.

Thus, at the bottom dead center point, the intake orifice 6 and the exhaust orifice 7 are completely released, in such a way that the air is supplied under pressure by the intake orifice 6 from means for supercharging 10.

In the preferred case of supercharging means 10 actuated by the crankshaft 4, the supply pressure is a function of the engine rotation speed. For example, the pressure is 1.008 bar at start-up and reaches 1.5 bar at 3,500 rpm. Naturally, these values are simply given by way of example, given that the supercharging pressure value may be any whatsoever, as is well known by the person skilled in the art.

Thus, given that the exhaust orifice 7 is free and opens freely to the atmosphere, the pressure in the combustion chamber 2 is greater than the pressure in the exhaust line in such a way that the intake air under pressure scavenges the combustion chamber 2 and promotes the exhaust of the combustion gases or burned gases.

Gradually as the piston 3 rises, the exhaust orifice 7 is closed while the intake orifice 6 is again partially opened due to the offset provided between the intake orifice 6 and the exhaust orifice 7, as in the position

THIS PAGE BLANK (USPTO)

shown in Figure 1. Thus, at this moment, a complete filling of the cylinder with air takes place with a pre-compression due to the injection of the air under pressure, in such a way that the volume of air to be compressed will become greater.

Piston 3 continues to rise toward the top of cylinder 1, completely closing the intake orifice 6 and thus producing the compression of the air to the top dead center point.

Just before arriving at the top dead center point, the fuel is injected by the injection means 18 comprising the injection pump 22. In the case of an engine with light fuel, of the gasoline type, the complete injection of the fuel is carried out before the spark plug sparks, this ignition being traditional for spark plug ignitions.

In the case of an engine with heavy fuel like gas-oil, oil, etc., the injection is carried out several degrees before the top dead center point, by a high pressure pump and there is no ignition system as is well known by the person skilled in the art.

Thus the explosion is obtained just before the top dead center point and the descent of piston 3 then starts by implementing the delay in chamber 2 until the piston 3 begins to release the intake orifice 6 (PIO = point of intake opening).

According to the pressure level of the supercharging, the pressure value at the intake orifice 6 is lower than, equal to, or higher than the pressure of the delay occurring in chamber 2.

The supply pressure value is not important since even if it is lower than the pressure value present in chamber 2, the combustion gases do not escape through the intake orifice 6 except for during a fraction of a second due to the delay at the opening of the exhaust orifice on the order of 10

THIS PAGE BLANK (USPTO)

to about 60° of the crankshaft rotation angle 4 over the entirety of the duration of the intake and of the exhaust, which yields a range at the moment of opening or of closing of the exhaust, in comparison to the opening or the closing of the intake, of only 5 to 30° crankshaft rotation angle. The result of this is that the combustion gases escape almost instantly through the exhaust orifice 7 when the piston comes to its release rotation, at the instant $PEO =$ point of exhaust opening.

This offset between intake and exhaust for the opening is essential since the continuous supply of air under pressure in the intake duct 6 makes it possible to cool the intake duct and also the piston 3 before the intake orifice is released, but also when it becomes released while the exhaust orifice is blocked, this cooling being greatly amplified at the time of very significant scavenging that takes place at the moment the exhaust orifice 7 is released by the piston 3.

At this moment (PEO), an intensive scavenging starts due to the fresh air coming from the intake orifice 6 to the point $PEC =$ point of exhaust closing.

According to the invention, the duration of exhaust, expressed in crankshaft rotation angle, is less than 180° , and preferably is between about 160 and less than 180° . In the example shown in Figure 2, the crankshaft rotation angle ($PEC-PEO$) at which the exhaust orifice 7 is released by the piston, is equal to 175° .

Thus, as mentioned above, due to this very significant scavenging by the air, the head of the piston, the cylinder, and the exhaust would be an extremely low functioning temperature, the cooling of the interior of the engine is very significant, which improves

THIS PAGE BLANK (USPTO)

the ease of functioning. In fact, there is very little expansion and a very low machining tolerance is sufficient.

In the same way, with the same offset in crankshaft rotation angle as for the opening, the intake being ended at the point PIC = point of intake closing, the duration of the air intake, expressed in crankshaft 4 rotation angle is thus greater than 180° and preferably is between 200° and 220° .

In the example shown, this total intake duration is 200° . It will be noted that these durations of intake and exhaust are arranged symmetrically with respect to the bottom dead center point.

Under these conditions, in the example shown, the duration of compression expressed as crankshaft rotation angle is 92.5° and it is the same as the delay, taking the point PEO – point of exhaust opening as the final delay point.

It will be noted that the supercharging of the engine is promoted due to the fact that the entire cross section of the intake orifices 6 is essentially equal to two times the total cross section of the exhaust orifices 7.

In addition, the positioning of the intake and exhaust orifices is also critical. According to the invention, as mentioned above, the ratio of the height of each intake orifice 6 with respect to the piston travel is between about 0.45 to about 0.65 while the ratio of the height of each exhaust orifice 7 with respect to the travel of piston 3 is between about 0.40 and about 0.55, the relative ratio of the exhaust orifice 7 being less than that of the intake orifice 6.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

It will be noted that, during the entire cycle duration, the air pressure in the intake is constant and promotes proper cooling of the piston and of the cylinder.

A short-cycle function is thus obtained, i.e. less than one cycle of a two-stroke engine since when the exhaust is ended, the intake and filling of the following cycle are also practically completed.

The theoretical pressure diagram is shown in Figure 3 and becomes an integral part of the descriptive text of the patent.

In addition, as can be seen from Figure 4, the engine according to the invention has power and torque curves that are entirely novel and unexpected for the person skilled in the art.

Thus these curves have an intersection point I located before 2,000 rpm. In addition, and in an entirely novel manner, the maximum of the torque curve is essentially flat in such a way that the maximum torque is constant over practically 1,500 rpm, i.e. from 3,500 to 4,500 rpm, which is absolutely remarkable.

In addition, this torque maximum essentially coincides with the power maximum, the power maximum also being essentially flat. Thus, this engine system yields expanded acceleration with exceptional power and torque.

One engine currently subjected to testing, of the diesel type with a useful cylinder volume of 300 cm³, yields a power of 30 HP at 3,500 rpm in comparison to a commercial engine with the same cylinder that supplies only a power of 6 to 9 HP according to the brand, with the same fuel consumption.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Besides that, it can be observed that good commercial diesel engines yield 30 to 35 HP per liter, the diesel turbo engines yield 30 to 45 per liter.

The engine according to the present invention yields a minimum of 100 HP per liter with equal consumption with an engine with the same cylinders, but which performance is at least three times smaller.

This performance can be attributed to direct injection of the fuel in the combustion chamber 2, to the supply of air under constant pressure over the course of the same cycle, with the critical intake and exhaust durations mentioned above.

In the example shown, the height of each intake orifice is 39 mm, that of each exhaust orifice is 34 mm, the lower edge of each intake orifice 6 and exhaust orifice 7 coinciding with the bottom dead center point, the total intake surface being 15.38 mm^2 and that corresponding to the exhaust being 7.69 mm^2 . The piston travel is 72 mm.

It will also be understood that the lubrication of the parts in motion in the lower crankcase is carried out either by bubbling or by pressure due to an oil pump. In the engine, the lubrication is limited to the lubrication of the bearings, of the crankshaft, and of the connection rod (top and bottom) of the roller bearings. Sealing of the base of the piston and of the base of the crankcase is implemented by a scraper 28 segment preventing the lifting of the oil and which is located above the exhaust orifice 7 and thus the intake orifice 6 at the top dead center point. For this reason, the height of the piston is greater than the travel of the scraper segment.

Other sealing segments 30, 32 are also provided, in the classic manner for sealing the gas in the combustion chamber 2.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

The piston may have a traditional form for the use of a heavy fuel while in the case of a light fuel, the piston may be flat or curved according to the desire compression.

Naturally, the invention comprises all the means making up the technical equivalents of the means described as well as their various combinations.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

CLAIMS

1. – Procedure for improving the function of a short-cycle internal combustion engine comprising at least one cylinder that defines a combustion chamber, provided with at least one orifice for air intake and at least one orifice for exhaust of the combustion gases, the said orifices being arranged in the lateral wall of the cylinder, a piston with movement alternating between a top dead center point and a bottom dead center point arranged in the said cylinder and closing or releasing each of the said orifices during its movement, the said piston being connected to a crankshaft by a classic connecting rod system, comprising a compression and an explosion each time the piston ascends toward the top dead center point, an injection of compressed air into the cylinder, called supercharging, and an injection of fuel according to any one of the claims of the base patent 84 09 685), characterized in that in order to radically simplify the design of the engine, in particular by limiting to a minimum the moving parts, each cylinder is provided without any valve, lift-type valve, regulator, or the like in such a way that the intake orifice and the exhaust orifice will be freely open, air under pressure is injected continuously in the direction of the intake orifice, the fuel is injected directly into the cylinder independently of the air, the position of the intake orifice is provided relative to the exhaust orifice in such a way that the intake orifice will be released by the piston at an angle of rotation of the crankshaft that is greater than the angle of rotation of the crankshaft at which the exhaust orifice is also released by the piston, in such a way as to also start the intake of air before the exhaust and to end the intake of air after

THIS PAGE BLANK (USPTO)

the exhaust, preferably the angle of rotation of the crankshaft at which the intake orifice is released by the piston being greater than 180° .

2. – Procedure according to Claim 1, characterized in that the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston is between about 200 and 220° , while being symmetrical with respect to the bottom dead center point.

3. – Procedure according to Claim 2, characterized in that the crankshaft rotation angle at which the exhaust orifice is released by the piston is less than around 10 to 60° and preferably about 20 to 40° then the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston.

4. – Procedure according to Claim 3, characterized in that the crankshaft rotation angle at which the exhaust orifice is released by the piston is between 170 and less than 180° while being symmetrical with respect to the bottom dead center point.

5. – Procedure according to one of the preceding claims, characterized in that the air is compressed with the use of a compressor or a booster, preferably actuated by the crankshaft in such a way that the air pressure will be a function of the engine rotation speed.

6. – Procedure according to one of Claims 1 to 5, characterized in that at the bottom dead center point, the piston is located in the area of the lower edge of the exhaust orifice and preferably also simultaneously of the lower edge of the intake orifice.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

7. – Procedure according to one any of the Claims 1 to 6, characterized in that the total cross section of the air intake orifice or orifices is essentially equal to two times that of the exhaust orifice or orifices.

8. – Procedure according to one any of the preceding claims, characterized in that the ratio of the height of each intake orifice with respect to the piston travel is between about 0.45 and about 0.65, while the ratio of the height of each exhaust orifice with respect to the piston travel is between about 0.40 and about 0.55, the ratio with respect to the exhaust orifice being less than the ratio with respect to the intake orifice.

9. – Short-cycle internal combustion engine with improved function and simplified structure, comprising at least one cylinder (1) defining a combustion chamber (2), provided with at least one orifice for air intake (6) and at least one orifice for exhaust (7) of combustion gases, the said orifices being arranged in the lateral wall of the cylinder, a piston (3) that moves alternately between a top dead center point and a bottom dead center point arranged in the said cylinder, the piston being connected to a crankshaft (4) by a classic connecting rod (5) system, the air intake orifice (6) being offset toward the top of the cylinder in comparison to the exhaust orifice, means for injecting air (10) being provided that carry out an injection of air under pressure into the cylinder, called supercharged injection, and means for injecting fuel (18) are also provided, characterized in that each cylinder (1) is free of any valve, any lift-type valve, or regulator or the like, in such a way that the intake orifice (6) and the exhaust orifice (7) would be continuously freely open, the means for injecting air (10) continuously supplying

THIS PAGE BLANK (USPTO)

air under pressure in the direction of the intake orifice (6), the crankshaft (4) rotation angle at which the intake orifice (6) is released by the piston (3) is greater than the crankshaft angle of rotation at which the exhaust orifice (7) is released by the piston (3).

10. – Engine according to Claim 9, characterized in that the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston is greater by about 10 to about 60° than the crankshaft rotation angle at which the exhaust orifice is released by the piston, the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston being greater than 180°.

11. – Engine according to Claim 10, characterized in that the crankshaft rotation angle at which the intake orifice is released by the piston is between 200 and 220° and is arranged in a way that is symmetrical with respect to the bottom dead center point while the crankshaft rotation angle at which the exhaust orifice is released by the piston is between about 170° and less than 180°.

12. Engine according to one of Claims 9 to 11, characterized in that the lower edge (7a) of the exhaust orifice (7), preferably as well as the lower edge (6a) of the intake orifice (6) are provided in such a way as to be located in the area of the bottom dead center point of the piston.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[see source for figures 1 and 2]

[key:]

INJECTION = INJECTION

EXPLOSION = EXPLOSION

DÉTENTE = DELAY

ÉCHAPPEMENT = EXHAUST

ADMISSION = INTAKE

COMPRESSION = COMPRESSION

THIS PAGE BLANK (USPTO)

[see source for figure 3]

[key:]

Puissance = Power

Couple = Torque

THIS PAGE BLANK (USPTO)

COPY

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

①1 N° de publication :
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

2 583 108

②1 N° d'enregistrement national :

85 08759

⑤1 Int Cl⁴ : F 02 B 25/02, 75/02.

⑫ DEMANDE DE CERTIFICAT D'ADDITION À UN BREVET D'INVENTION

A2

②2 Date de dépôt : 10 juin 1985.

③0 Priorité :

⑦1 Demandeur(s) : HAZERA Patrick Guy, HAZERA Paul
Henri. — FR et HAZERA-NADVORNIK Sylvia. — CH.

⑦2 Inventeur(s) : Patrick Guy Hazera et Paul Henri Hazera.

④3 Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 50 du 12 décembre 1986.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux appa-
rentés : 1^{re} addition au brevet 84 09685 pris le 20 juin
1984.

⑦3 Titulaire(s) :

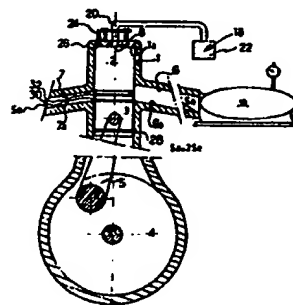
⑦4 Mandataire(s) : Cabinet Z. Weinstein.

⑤4 Procédé d'amélioration du fonctionnement d'un moteur à combustion interne, à cycle court, et moteur à combus-
tion interne à fonctionnement amélioré à cycle court et à structure simplifiée.

⑤7 L'invention concerne un procédé et un moteur à combus-
tion interne à fonctionnement amélioré, à cycle court.

Ce moteur est caractérisé en ce que chaque cylindre 1 est
dépourvu de soupape, d'obturateur ou de régulateur ou ana-
logue de sorte que l'orifice d'admission 6 et l'orifice d'échap-
pement 7 sont en permanence librement ouverts. Des moyens
10 d'injection d'air alimentent en permanence de l'air sous
pression en direction de l'orifice d'admission 6. En outre,
l'angle de rotation du vilebrequin 4 pendant lequel l'orifice
d'admission 10 est dégagé par le piston 3 est supérieur à
l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'é-
chappement 7 est dégagé par le piston 3.

On obtient ainsi un fonctionnement à cycle court, c'est-à-
dire inférieur à deux temps aboutissant à un maximum de
couple et de puissance qui coïncident.



FR 2 583 108 - A2

La présente invention concerne essentiellement un procédé d'amélioration du fonctionnement d'un moteur à combustion interne, à cycle court, et un moteur à combustion interne à fonctionnement amélioré, à cycle court, et structure simplifiée.

Dans tout moteur à combustion interne actuellement connu, celui-ci comporte au moins un cylindre, définissant une chambre de combustion, pourvu d'au moins un orifice d'admission d'air et d'au moins un orifice d'échappement des gaz de combustion, lesdits orifices étant disposés dans la paroi latérale du cylindre, un piston à déplacement alternatif entre un point mort haut (PMH) et un point mort bas (PMB). Le piston est relié à un vilebrequin par un système de bielle classique de manière à transformer un mouvement continu alternatif en mouvement rotatif. Des moyens d'injection de carburant sont également prévus, cette injection étant habituellement réalisée dans l'air d'admission. Ce carburant peut être du type léger, type essence, du type lourd type gaz-oil, huile etc.

Dans tous les moteurs à quatre temps, les orifices d'admission d'air et d'échappement des gaz brûlés sont disposés en haut du cylindre. Ces orifices d'admission et d'échappement sont normalement obturés par des soupapes respectivement d'admission et d'échappement nécessitant pour leur déplacement une commande par des systèmes de culbuteur et d'arbacame. Ceci entraîne une complication importante de la construction du moteur et la nécessité de mettre en mouvement de nombreuses pièces. D'autre part, sur les moteurs à quatre temps, le remplissage des chambres de combustion ou d'explosion n'est jamais parfait, ce qui augmente la consommation en carburant.

D'un autre côté, dans les moteurs à deux temps connus, le cycle de fonctionnement comprend la réalisation lors d'une première remontée du piston d'un pré-mélange de

l'air et du carburant admis en bas du cylindre. Lors de la descente du piston il se produit un transfert depuis la chambre de pré-mélange dans la chambre de combustion par des orifices prévus dans le piston et simultanément une évacuation des gaz brûlés de la chambre de combustion. Lors de la deuxième remontée du piston, il se produit la compression et l'explosion des gaz transférés et le cycle recommence. On peut ainsi constater que lors de l'évacuation des gaz brûlés de la chambre de combustion, il se produit le transfert des pré-mélanges d'air et de carburant depuis la chambre de pré-mélange dans la chambre de combustion. Ceci aboutit nécessairement à une perte importante inadmissible de carburant passant directement à l'échappement au moment du transfert.

L'intérêt des moteurs à deux temps réside dans leur puissance, leur simplicité de fonctionnement, leur montée en régime et le nombre de pièces en mouvement très réduit.

Le document relatif au moteur à deux temps considéré le plus significatif par les demandeurs est constitué par US-A-2 522 649. Selon ce moteur faisant l'objet des figures 1 à 12, on prévoit cependant un piston 43 de compression du mélange air-carburant avant son introduction dans le cylindre de combustion. Ce piston donne donc une pression alternative. Ce piston de compression 43 est prévu de telle sorte qu'il réalise une obturation de l'orifice d'admission jusqu'à ce que le piston 33 agencé dans la chambre de combustion 10 dégage l'orifice d'échappement 25 (voir figures 2 et 3). Autrement dit, ce piston de compression 43 constitue en quelque sorte une soupape ou un obturateur d'autant qu'il est actionné également par l'arbre vilebrequin 23.

L'injection de carburant est toujours réalisée dans l'air avant le piston de compression de sorte que ce piston comprime un mélange air-carburant.

Les moteurs décrits dans ce document présentent l'inconvénient d'être encore relativement compliqués par la présence d'un piston de compression d'air spécial, donc fort coûteux. D'autre part, la relation couple /puissance de ces moteurs, compte tenu des conditions de fonctionnement décrites dans ce document, est moyenne ou médiocre.

La présente invention a donc pour but de remédier aux inconvénients de la technique antérieure en fournissant une solution associant les avantages du moteur à quatre temps avec ceux du moteur à deux temps, sans leurs inconvénients respectifs.

Ainsi, selon la présente invention, on fournit un procédé d'amélioration du fonctionnement d'un moteur à combustion interne, à cycle court, comprenant au moins un cylindre, définissant une chambre de combustion, pourvu d'au moins un orifice d'admission d'air et d'au moins un orifice d'échappement de gaz de combustion, lesdits orifices étant disposés dans la paroi latérale du cylindre, un piston à déplacement alternatif entre un point mort haut et un point mort bas étant agencé dans ledit cylindre et obturant ou dégageant lors de son déplacement chacun desdits orifices, ledit piston étant relié à un vilebrequin par un système de bielle classique, comprenant une compression et une explosion à chaque remontée du piston vers le point mort haut, une injection d'air dans le cylindre sous pression, dite injection suralimentée, et une injection de carburant, caractérisé en ce que, en vue de simplifier radicalement la conception du moteur notamment en limitant au minimum les pièces en mouvement, on prévoit chaque cylindre sans soupape, obturateur, régulateur ou analogue de telle sorte que l'orifice d'admission et l'orifice d'échappement soient librement ouverts, on injecte en permanence de l'air sous pression en direction de l'orifice d'admission, on injecte le carburant directement dans le cylindre

indépendamment de l'air, on prévoit la position de l'orifice d'admission relativement à l'orifice d'échappement de telle sorte que l'orifice d'admission soit dégagé par le piston pendant un angle de rotation de l'arbre villebrequin supérieur à l'angle de rotation de l'arbre villebrequin pour lequel l'orifice d'échappement est également dégagé par le piston, de manière en outre à débiter l'admission d'air avant l'échappement et à terminer l'admission d'air après l'échappement, de préférence l'angle de rotation de l'arbre villebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston étant supérieur à 180° .

Selon un mode de réalisation actuellement préféré, l'angle de rotation de l'arbre villebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est compris entre environ 200° et 220° , tout étant symétrique par rapport au point mort bas.

Selon encore une autre caractéristique du procédé selon l'invention, l'angle de rotation de l'arbre villebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston est inférieur d'environ 10° à 60° , de préférence d'environ 20° à 40° , à l'angle de rotation de l'arbre villebrequin pendant lequel l'orifice d'admission d'air est dégagé par le piston.

Selon encore une autre caractéristique du procédé selon l'invention, l'angle de rotation de l'arbre villebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston est compris entre 170° et moins de 180° tout en étant symétrique par rapport au point mort bas.

Selon encore une autre caractéristique du procédé selon l'invention, on prévoit la section totale du ou des orifices d'admission d'air de telle sorte qu'elle soit sensiblement égale à deux fois celle du ou des orifices d'échappement.

Selon encore une autre caractéristique du procédé selon l'invention, au point mort bas, le piston se trouve au voisinage du bord inférieur de l'orifice d'échappement, et de préférence également simultanément du
5 bord inférieur de l'orifice d'admission.

Selon encore une autre caractéristique du procédé selon l'invention, on réalise la compression de l'air à l'aide d'un compresseur ou surpresseur, de préférence entraîné par le vilebrequin de sorte que la
10 pression d'air soit fonction de la vitesse de rotation du moteur.

Selon encore une autre caractéristique du procédé selon l'invention, le rapport de la hauteur de chaque orifice d'admission relativement à la course du
15 piston est compris entre environ 0,45 et environ 0,65 tandis que le rapport de la hauteur de chaque orifice d'échappement relativement à la course du piston est compris entre environ 0,40 et environ 0,55, le rapport relatif à l'orifice d'échappement étant inférieur au
20 rapport relatif à l'orifice d'admission.

Selon la présente invention, on fournit également un moteur à combustion interne à fonctionnement amélioré, à cycle court, et à structure simplifiée, comprenant au moins un cylindre, définissant une chambre
25 de combustion, pourvu d'au moins un orifice d'admission d'air, d'au moins un orifice d'échappement des gaz de combustion, lesdits orifices étant disposés dans la paroi latérale du cylindre, un piston à déplacement alternatif entre un point mort haut et un point mort bas étant agencé
30 dans ledit cylindre, ledit piston étant relié à un arbre vilebrequin par un système de bielle classique, l'orifice d'admission étant décalé vers le haut du cylindre par rapport à l'orifice d'échappement, des moyens d'injection d'air étant prévus réalisant une injection d'air sous
35 pression dans le cylindre, dite injection suralimentée, et

des moyens d'injection de carburant sont également prévus, caractérisé en ce que chaque cylindre est dépourvu de soupape, d'obturateur ou de régulateur ou analogue, de sorte que l'orifice d'admission et l'orifice d'échappement soient en permanence librement ouverts, les moyens d'injection de carburant débouchent directement dans le cylindre indépendamment des moyens d'injection d'air qui injectent de l'air en permanence en direction de l'orifice d'admission, l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est supérieur à l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston. De préférence, ce moteur présente également toutes les caractéristiques correspondantes à celles qui ont été énoncées ci-dessus relativement au procédé de l'invention.

Ainsi, on observera que l'invention permet de fournir un moteur sans soupape, obturateur, régulateur ou analogue et sans pression carter.

Il n'y a plus de pièce en mouvement autre que le piston et le vilebrequin. L'admission d'air est libre, et assurée en permanence sous pression.

Seuls les mouvements alternatifs du piston dans le cylindre permettent l'admission de l'air dans le cylindre et/ou l'échappement du contenu du cylindre (air et/ou gaz de combustion).

D'autre part, l'admission d'air ayant lieu sur plus de 180° et débutant avant et se terminant après l'échappement, alors qu'une explosion a lieu à chaque remontée du piston vers le point mort haut, on obtient un moteur à cycle court, c'est-à-dire comportant un cycle qui est inférieur à celui d'un moteur deux temps, comme cela sera compréhensible à partir du diagramme de principe de fonctionnement du moteur.

Grâce à ces caractéristiques, on obtient de manière inattendue pour un homme du métier un maximum du couple sensiblement plat comme un moteur à quatre temps. D'autre part, la montée en puissance est rapide comme pour
5 les moteurs deux temps.

En outre, il existe une intersection des courbes de couple et de puissance comme dans les moteurs à quatre temps.

Enfin, et de manière tout à fait inattendue, les
10 maximum du couple et de puissance coïncident pratiquement tout en étant relativement plats en étant sensiblement constants pendant pratiquement 1500 tours.

En outre, par l'injection directe de carburant dans le cylindre, on aboutit à une consommation minimum.

15 Egalement, une caractéristique importante de l'invention réside dans le fait que la partie supérieure du moteur est d'une seule pièce plus le carter, en supprimant ainsi les problèmes de joint du culasse et les différents aléas habituellement rencontrés.

20 Par la pression de l'air d'admission, on obtient encore l'avantage supplémentaire de l'évacuation des gaz brûlés au maximum par la turbulence due à l'air frais injecté en permanence ce qui conduit à une diminution de la chauffe du moteur.

25 La pression de suralimentation en air peut être quelconque et sera fonction des performances souhaitées du moteur comme cela est bien connu à l'homme du métier.

D'autres buts, caractéristiques et avantages de l'invention apparaîtront clairement à la lumière de la
30 description explicative qui va suivre faite en référence aux dessins annexés dans lesquels :

- la figure 1 représente une coupe schématique verticale partielle du moteur selon l'invention au niveau d'un cylindre ;

- la figure 2 représente le diagramme de principe de fonctionnement de ce moteur ; et
- la figure 3 représente les courbes de couple et de puissance en fonction de la vitesse de rotation du moteur.

En référence aux figures 1 à 3, le moteur à combustion interne comprend au moins un cylindre 1, définissant une chambre de combustion 2, pourvu d'au moins un orifice d'admission d'air 6 et d'au moins un orifice d'échappement 7 des gaz de combustion, lesdits orifices étant disposés dans la paroi latérale du cylindre 1, un piston à déplacement alternatif entre un point mort haut et un point mort bas étant agencé dans ledit cylindre. Le piston 3 est relié à un vilebrequin 4 par un système de bielle 5 classique.

L'orifice d'admission d'air 6 est décalé vers le haut du cylindre 1 par rapport à l'orifice d'échappement 7. Cependant, les orifices d'admission 6 et d'échappement 7 se trouvent à une certaine distance du haut ou sommet 1a du cylindre. De préférence, on prévoit plusieurs orifices d'admission 6 situés dans les deux tiers supérieurs du cylindre.

Ce moteur comprend aussi des moyens d'injection d'air 10 réalisant une injection d'air sous pression dans le cylindre 1, dite injection suralimentée. Ces moyens d'injection d'air 10 peuvent être constitués par un compresseur ou un surpresseur classique ou de préférence selon l'invention ces moyens de compression d'air sont entraînés par le vilebrequin et délivrent donc une pression d'air fonction de la vitesse de rotation du moteur.

Ces moyens d'injection d'air sous pression constituent donc une pompe à air entraînée par le moteur et apte à fournir l'air nécessaire au balayage ou garnissage dans le cylindre 1.

Des moyens d'injection de carburant 18 dans le cylindre 1 sont également prévus indépendamment des moyens d'injection de l'air 10 et réalisant selon l'invention une injection directe par l'orifice 8.

5 Ce moteur est en outre caractérisé en ce que chaque cylindre 1 est dépourvu de soupape, d'obturateur ou de régulateur ou analogue de sorte que l'orifice d'admission 6 et l'orifice d'échappement 7 soient en permanence librement ouverts comme cela se conçoit bien à partir de
10 la considération de la figure 1.

Par ailleurs, les moyens d'injection d'air 10 alimentent en permanence de l'air sous pression en direction de l'orifice d'admission 6.

D'autre part, l'angle de rotation du
15 vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est supérieur à l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston.

Ainsi, grâce à l'alimentation permanente de
20 l'air sous pression en direction de l'orifice d'admission, le moteur selon l'invention débute l'admission d'air avant l'échappement et termine l'admission d'air après l'échappement.

De plus, l'angle de rotation du vilebrequin
25 pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est prévu supérieur d'environ 10 à environ 60° à l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston.

Selon une autre caractéristique du moteur selon
30 l'invention, l'angle de rotation de l'arbre vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est supérieur à 180°.

Selon une caractéristique encore préférée,
35 l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est compris

entre 200 et 220° et est disposé de manière symétrique par rapport au point mort bas tandis que l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston est compris entre environ 170° et moins de 180°.

Selon encore une autre caractéristique du moteur selon l'invention, le bord inférieur 7a de l'orifice d'échappement 7 est prévu de manière à se trouver au voisinage du point mort bas du piston 3.

Par ailleurs, de préférence, l'orifice d'admission 6 a son bord inférieur 6a qui se trouve également au voisinage du point mort bas du piston 3.

Selon une autre caractéristique du moteur selon l'invention, la section totale du ou des orifices d'admission d'air 6 est sensiblement égale à deux fois celle du ou des orifices d'échappement 7.

D'autre part, selon encore une autre caractéristique préférée du moteur selon l'invention, le rapport de la hauteur de chaque orifice d'admission 6 relativement à la course du piston est compris entre environ 0,45 et 0,65 tandis que le rapport de la hauteur de chaque orifice d'échappement 7 relativement à la course du piston est compris entre environ 0,40 et environ 0,65, le rapport relatif à l'orifice d'échappement 7 étant inférieur au rapport relatif à l'orifice d'admission 6.

On conçoit aisément que l'on peut prévoir plusieurs orifices d'admission 6 ou d'échappement 7. Ces orifices d'admission 6 et d'échappement 7 sont de préférence situés dans les deux tiers supérieurs du cylindre.

Les moyens d'injection de carburant 18 comprennent un orifice 8 d'injection de carburant, un injecteur de carburant 20 et une pompe à injection 22.

Cette pompe à injection peut être traditionnelle, que le carburant soit léger comme de l'essence ou lourd comme du gaz-oil (moteur Diesel).

5 D'autre part, dans le cas d'un carburant léger comme l'essence, on prévoit un allumage traditionnel 24, par exemple à bougie 26.

10 Le fonctionnement de ce moteur ainsi décrit est conforme au procédé précédemment énoncé et est le suivant en référence aux figures 2 et 3, et principalement relativement à la figure 2.

Ainsi, au point mort bas, les orifices d'admission 6 et d'échappement 7 sont entièrement dégagés, de sorte que l'air est alimenté sous pression par l'orifice d'admission 6 depuis les moyens de suralimentation 10.

15 Dans le cas préféré de moyens de suralimentation 10 entraînés par le vilebrequin 4, la pression d'alimentation est fonction de la vitesse de rotation du moteur. Par exemple, la pression est de 1,008 bar au démarrage, atteint 1,5 bar à 3500 tours. Naturellement, 20 ces valeurs sont simplement données à titre indicatif étant donné que la valeur de pression de suralimentation peut être quelconque comme cela est bien connu à l'homme du métier.

25 Ainsi, étant donné que l'orifice d'échappement 7 est libre en débouchant librement dans l'atmosphère, la pression dans la chambre de combustion 2 est supérieure à la pression dans la conduite d'échappement de sorte que l'air d'alimentation sous pression balaie la chambre de combustion 2 et favorise l'échappement des gaz de combustion ou gaz brûlés. 30

Au fur et à mesure que le piston 3 remonte, l'orifice d'échappement 7 se trouve obturé alors que l'orifice d'admission 6 est encore partiellement ouvert grâce au décalage prévu entre l'orifice d'admission 6 et 35 l'orifice d'échappement 7, comme dans la position

représentée à la figure 1. Ainsi, on réalise à ce moment-là un remplissage d'air complet du cylindre avec une pré-compression due à l'injection sous pression de l'air de sorte que le volume d'air à comprimer sera plus important.

Le piston 3, continue à remonter vers le haut du cylindre 1 en obturant ensuite complètement l'orifice d'admission 6 et réalise alors la compression de l'air jusqu'au point mort haut.

Juste avant d'arriver au point mort haut, on injecte le carburant par les moyens d'injection 18 comprenant la pompe à injection 22. Dans le cas d'un moteur à carburant léger, type essence, l'injection totale du carburant se réalise avant l'allumage de la bougie, cet allumage étant traditionnel par allumeur et bougie.

Dans le cas d'un moteur à carburant lourd type gaz-oil, huile, etc., l'injection se réalise quelques degrés avant le point mort haut, par pompe haute pression et il n'y a pas de système d'allumage comme cela est bien connu pour un homme du métier.

On obtient donc l'explosion juste avant le point mort haut et la descente du piston 3 débute alors en réalisant la détente dans la chambre 2, jusqu'à ce que le piston 3 vienne dégager l'orifice d'admission 6 (POA = point d'ouverture admission).

Selon le niveau de pression de suralimentation, la valeur de pression à l'orifice d'admission 6 est plus faible, égale ou plus élevée que la pression de détente régnant dans la chambre 2.

Cette valeur de pression d'alimentation n'a pas d'importance car même si elle est plus faible que la valeur de pression régnant dans la chambre 2, les gaz de combustion ne s'échappent par l'orifice d'admission 6 que pendant une fraction de seconde grâce au retard à l'ouverture de l'orifice d'échappement de l'ordre de 10 à

environ 60° d'angle de rotation du vilebrequin 4 sur la totalité de la durée de l'admission et de l'échappement, ce qui donne un écart au moment de l'ouverture ou de la fermeture de l'échappement, par rapport à l'ouverture ou à la fermeture de l'admission, de seulement 5 à 30° d'angle de rotation de vilebrequin. Il en résulte que les gaz de combustion s'échappent presque instantanément par l'orifice d'échappement 7 lorsque le piston vient à son tour le dégager, à l'instant POE = point ouverture échappement.

Ce décalage entre admission et échappement pour l'ouverture est essentiel car l'alimentation en permanence d'air sous pression dans le conduit d'admission 6 permet de réfrigérer le conduit d'admission et également le piston 3 avant que l'orifice d'admission ne soit dégagé mais également lorsque celui-ci devient dégagé alors que l'orifice d'échappement est obturé, ce refroidissement étant amplifié grandement lors du balayage très important qui a lieu au moment du dégagement de l'orifice d'échappement 7 par le piston 3.

A ce moment (POE) commence un balayage intensif par l'air frais provenant de l'orifice d'admission 6 jusqu'au point PFE = point de fermeture échappement.

Selon l'invention, la durée de l'échappement, exprimée en l'angle de rotation du vilebrequin, est inférieure à 180°, de préférence est comprise entre environ 160 et moins de 180°. Dans l'exemple représenté à la figure 2, l'angle de rotation du vilebrequin (POE-PFE) pendant lequel l'orifice d'échappement 7 est dégagé par le piston, est égal à 175°.

Ainsi, comme mentionné ci-dessus, grâce à ce balayage très important de l'air, la tête du piston, le cylindre et l'échappement aura une température de fonctionnement extrêmement basse, le refroidissement de l'intérieur du moteur est très important, ce qui améliore

les facilités de fonctionnement. Il y a en effet très peu de dilatation et il suffit d'une faible tolérance d'usinage.

5 De même, avec le même décalage en angle de rotation de vilebrequin, que pour l'ouverture, l'admission étant terminée au point PFA = point fermeture admission, la durée de l'admission d'air, exprimée en angle de rotation du vilebrequin 4 est ainsi supérieure à 180°, de préférence est comprise entre 200 et 220°.

10 Dans l'exemple représenté, cette durée totale d'admission est de 200°. On notera que ces durées d'admission et d'échappement sont disposées symétriquement par rapport au point mort bas.

15 Dans ces conditions, la durée de la compression exprimée en angle de rotation de vilebrequin est dans l'exemple représenté de 92,5° et il en est de même de la détente en prenant comme point final de détente le point POE = point d'ouverture de l'échappement.

20 On notera que la suralimentation du moteur est favorisée par le fait que la section totale des orifices d'admission 6 est sensiblement égale à deux fois la section totale des orifices d'échappement 7.

25 D'autre part, le positionnement des orifices d'admission et d'échappement est également critique. Selon l'invention, comme mentionné précédemment, le rapport de la hauteur de chaque orifice d'admission 6 relativement à la course du piston est compris entre environ 0,45 à environ 0,65 tandis que le rapport de la hauteur de chaque orifice d'échappement 7 relativement à la course du piston 30 3 est compris entre environ 0,40 et environ 0,55, le rapport relatif à l'orifice d'échappement 7 étant inférieur à l'orifice d'admission 6.

On observera que pendant toute la durée du cycle, la pression de l'air dans l'admission est constante et favorise un refroidissement parfait du piston et du cylindre.

5 On obtient ainsi un fonctionnement à cycle court, c'est-à-dire inférieur au cycle d'un moteur deux temps car quand l'échappement est terminé, l'admission et le garnissage du cycle suivant sont eux aussi pratiquement terminés.

10 Le diagramme théorique de pression est mentionné à la figure 3 et fait partie intégrante du texte descriptif du brevet.

D'autre part, comme on peut le voir à partir de la figure 4, le moteur selon l'invention présente des courbes de puissance et de couple qui sont tout à fait nouvelles et inattendues pour un homme du métier.

15 Ainsi, ces courbes ont un point d'intersection I situé avant 2000 tours. D'autre part, et de manière tout à fait nouvelle, le maximum de la courbe de couple est sensiblement plat de sorte que le couple maximum est constant sur pratiquement 1500 tours, soit de 3500 à 4500 tours, ce qui est tout à fait remarquable.

20 D'autre part, ce maximum de couple coïncide sensiblement avec le maximum de puissance, le maximum de puissance étant également sensiblement plat. Ainsi, ce système de moteur donne des accélérations franches avec une puissance et un couple exceptionnels.

25 Un moteur actuellement soumis à l'essai, du type Diesel avec un cylindre de volume utile 300 cm^3 donne une puissance de 30 chevaux à 3500 tours en comparaison avec un moteur de même cylindrée du commerce qui ne fournit qu'une puissance de 6 à 9 chevaux suivant la marque, pour la même consommation.

30

On observera en outre que les bons moteurs du commerce du type Diesel donnent de 30 à 35 chevaux au litre, les moteurs turbo en Diesel donnant quant à eux de 30 à 45 au litre.

5 Le moteur selon la présente invention donne un minimum de 100 chevaux au litre pour une consommation égale à un moteur de même cylindrée, mais trois fois moins performant.

10 On peut attribuer ces performances à l'injection directe de carburant dans la chambre de combustion 2, à l'alimentation de l'air sous pression constante au cours du même cycle avec les durées d'admission et d'échappement critiques mentionnées précédemment.

15 Dans l'exemple représenté, la hauteur de chaque orifice d'admission est de 39 mm, celle de chaque orifice d'échappement est de 34 mm, le bord inférieur de chaque orifice d'admission 6 d'échappement 7 coïncidant avec le point mort bas, la surface totale d'admission étant de $15,38 \text{ mm}^2$ et celle correspondant de l'échappement étant de $7,69 \text{ mm}^2$. La course du piston est de 72 mm.

20 On comprendra également que le graissage des pièces en mouvement dans le bas carter est réalisé soit par barbotage ou par pression d'une pompe à huile. Dans le moteur, le graissage se limite à la lubrification des
25 paliers, du vilebrequin et de la bielle (pied et tête) des roulements. L'étanchéité du bas du piston et du bas carter est réalisée par un segment racleur 28 empêchant la remontée d'huile et qui se situe au-dessous de l'orifice d'échappement 7 et donc l'admission 6 au point mort haut.
30 Pour cette raison, la hauteur du piston est supérieure à la course du segment racleur.

D'autres segments 30, 32 d'étanchéité sont également prévus, de manière classique pour l'étanchéité des gaz de la chambre de combustion 2.

Le piston peut avoir une forme traditionnelle pour l'utilisation d'un carburant lourd tandis que dans les cas d'un carburant léger, le piston peut être plat ou bombé, selon la compression désirée.

- 5 Naturellement, l'invention comprend tous les moyens constituant des équivalents techniques des moyens décrits ainsi que leurs diverses combinaisons.

REVENDECATIONS

1.- Procédé d'amélioration du fonctionnement d'un moteur à combustion interne, à cycle court, comprenant au moins un cylindre, définissant une chambre de combustion, pourvu d'au moins un orifice d'admission d'air et d'au moins un orifice d'échappement des gaz de combustion, lesdits orifices étant disposés dans la paroi latérale du cylindre, un piston à déplacement alternatif entre un point mort haut et un point mort bas étant agencé dans ledit cylindre et obturant ou dégageant lors de son déplacement chacun desdits orifices, ledit piston étant relié à un vilebrequin par un système de bielle classique, comprenant une compression et une explosion à chaque remontée du piston vers le point mort haut, une injection d'air dans le cylindre sous pression, dite injection suralimentée, et une injection de carburant, selon l'une quelconque des revendications du brevet principal 84 09 685) caractérisé en ce que, en vue de simplifier radicalement la conception du moteur notamment en limitant au minimum les pièces en mouvement, on prévoit chaque cylindre sans soupape, obturateur, régulateur ou analogue, de telle sorte que l'orifice d'admission et l'orifice d'échappement soient librement ouverts, on injecte en permanence de l'air sous pression en direction de l'orifice d'admission, on injecte le carburant directement dans le cylindre indépendamment de l'air, on prévoit la position de l'orifice d'admission relativement à l'orifice d'échappement de sorte que l'orifice d'admission soit dégagé par le piston pendant un angle de rotation du vilebrequin supérieur à l'angle de rotation du vilebrequin vilebrequin pour lequel l'orifice d'échappement est également dégagé par le piston, de manière en outre à débiter d'admission d'air avant l'échappement et à terminer l'admission d'air après

l'échappement, de préférence l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston étant supérieur à 180°.

2.- Procédé selon la revendication 1,
5 caractérisé en ce que l'angle de rotation de l'arbre vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est compris entre environ 200 et 220°, tout en étant symétrique par rapport au point mort bas.

10 3.- Procédé selon la revendication 2, caractérisé en ce que l'angle de rotation de l'arbre vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston est inférieur d'environ 10 à 60°, de préférence d'environ 20 à 40° à l'angle de rotation de
15 l'arbre vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission d'air est dégagé par le piston.

4.- Procédé selon la revendication 3, caractérisé en ce que l'angle de rotation de l'arbre vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est
20 dégagé par le piston est compris entre 170 et moins de 180° tout en étant symétrique par rapport au point mort bas.

5.- Procédé selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'on réalise la
25 compression de l'air à l'aide d'un compresseur ou surpresseur, de préférence entraîné par le vilebrequin de sorte que la pression d'air soit fonction de la vitesse de rotation du moteur.

6.- Procédé selon l'une des revendications 1 à
30 5, caractérisé en ce qu'au point mort bas, le piston se trouve au voisinage du bord inférieur de l'orifice d'échappement, et de préférence également simultanément du bord inférieur de l'orifice d'admission.

7.- Procédé selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que la section totale du ou des orifices d'admission d'air est sensiblement égale à deux fois celle du ou des orifices d'échappement.

8.- Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que le rapport de la hauteur de chaque orifice d'admission relativement à la course du piston est compris entre environ 0,45 et environ 0,65 tandis que le rapport de la hauteur de chaque orifice d'échappement relativement à la course du piston est compris entre environ 0,40 et environ 0,55, le rapport relatif à l'orifice d'échappement est inférieur au rapport relatif à l'orifice d'admission.

9.- Moteur à combustion interne à fonctionnement amélioré, à cycle court, et à structure simplifiée, comprenant au moins un cylindre (1), définissant une chambre de combustion (2), pourvu d'au moins un orifice d'admission d'air (6) et d'au moins un orifice d'échappement (7) des gaz de combustion, lesdits orifices étant disposés dans la paroi latérale du cylindre, un piston (3) à déplacement alternatif entre un point mort haut et un point mort bas étant agencé dans ledit cylindre, ledit piston étant relié à un vilebrequin (4) par un système de bielle (5) classique, l'orifice d'admission d'air (6) étant décalé vers le haut du cylindre par rapport à l'orifice d'échappement, des moyens d'injection d'air (10) étant prévus, réalisant une injection d'air sous pression dans le cylindre, dite injection suralimentée ; et des moyens d'injection de carburant (18) sont également prévus, caractérisé en ce que chaque cylindre (1) est dépourvu de soupape, d'obturateur ou de régulateur ou analogue, de sorte que l'orifice d'admission (6) et l'orifice d'échappement (7) soient en permanence librement ouverts, les moyens d'injection d'air (10) alimentant en

permanence de l'air sous pression en direction de l'orifice d'admission (6), l'angle de rotation du vilebrequin (4) pendant lequel l'orifice d'admission (6) est dégagé par le piston (3) est supérieur à l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement (7) est dégagé par le piston (3).

10.- Moteur selon la revendication 9, caractérisé en ce que l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est supérieur d'environ 10 à environ 60° à l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston, l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston étant supérieur à 180°.

11.- Moteur selon la revendication 10, caractérisé en ce que l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'admission est dégagé par le piston est compris entre 200 et 220° et est disposé de manière symétrique par rapport au point mort bas tandis que l'angle de rotation du vilebrequin pendant lequel l'orifice d'échappement est dégagé par le piston est compris entre environ 170° et moins de 180°.

12.- Moteur selon l'une des revendications 9 à 11, caractérisé en ce que le bord inférieur (7a) de l'orifice d'échappement (7) ainsi que de préférence le bord inférieur (6a) de l'orifice d'admission (6) sont prévus de manière à se trouver au voisinage du point mort bas du piston.

2583108

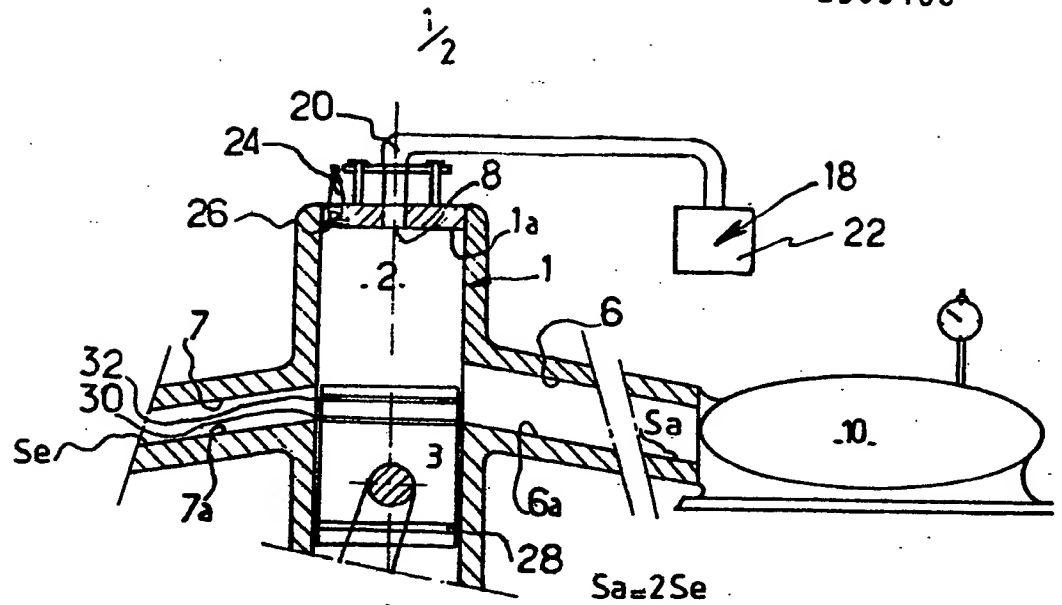


FIG. 1

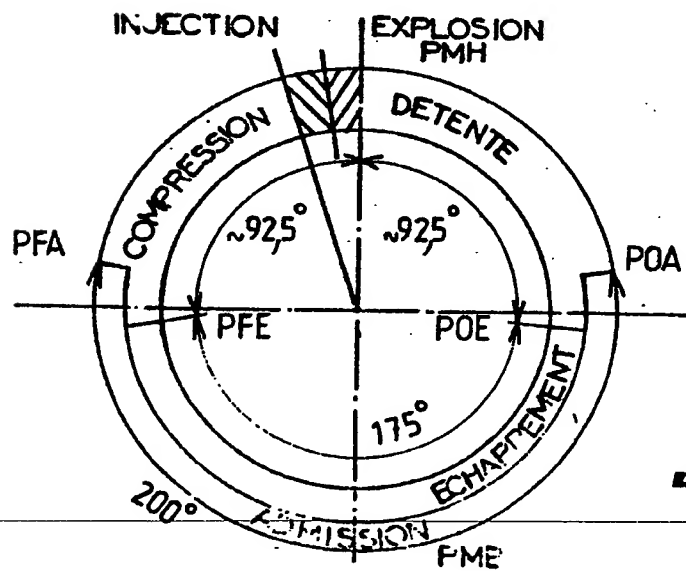


FIG. 2

$\frac{2}{2}$ **FIG. 3**